

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

## **IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-321617

(43)Date of publication of application : 24.11.1999

(51)Int.Cl.

B60T 8/58

(21)Application number : 10-132131

(71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV  
LAB INC

(22)Date of filing : 14.05.1998

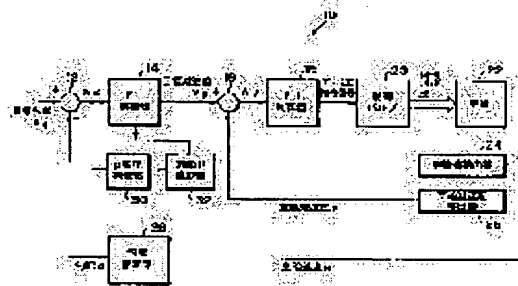
(72)Inventor : ONO HIDEKAZU  
ASANO KATSUHIRO  
YAMAGUCHI HIROYUKI  
UMENO KOJI  
SUGAI MASARU

## (54) ROAD SURFACE ADAPTING DEVICE FOR ABS

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To obtain a sufficient braking characteristic, even if a road surface changes at the time of a peak followup control.

**SOLUTION:** In an ABS device having a braking torque gradient estimating part 28 estimating braking torque gradient, a PI control device 14 calculating command deceleration so that a deviation of the estimated braking torque gradient and a command may be matched with zero and a PI control device 18 calculating a brake pressure command signal for matching a deviation of detected wheel deceleration and the command deceleration with zero, a change discriminating part 30 for discriminating time when a state that is a fixed value or more is continued for prescribed time as a time transferring from a low road to a high road and a road surface adapting part 32 raising in a lump or step the command deceleration calculated by the PI control device 4 when the transfer time from the low road to the high road is discriminated are provided. By raising the command deceleration at the transfer time from the low road to the high road, braking force is raised, and thereby a control can be quickly returned to a peak followup control and a braking characteristic is improved.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

15.02.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application]

converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-321617

(43) 公開日 平成11年(1999)11月24日

(51) Int. Cl.<sup>6</sup>

B 6 0 T 8/58

識別記号

P I

B 6 0 T 8/58

Z

審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願平10-132131

(22) 出願日 平成10年(1998) 5月14日

(71) 出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所  
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1

(72) 発明者 小野 寛一

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72) 発明者 浅野 勝宏

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(74) 代理人 弁理士 中島 洋 (外1名)

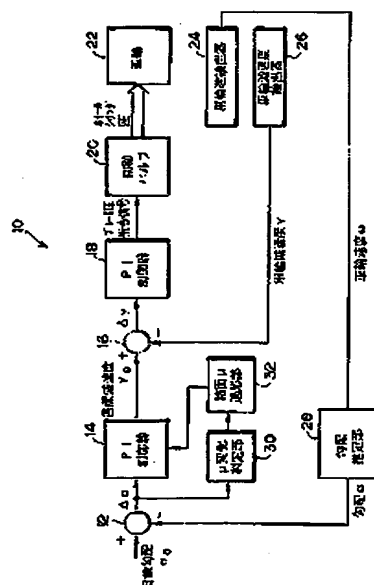
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 A B S用路面適応装置

(57) 【要約】

【課題】ピーク $\mu$ 追従制御のときに路面 $\mu$ が変化しても十分な制動特性を得る。

【解決手段】制動トルク勾配を推定する制動トルク勾配推定部(28)と、推定された制動トルク勾配が目標値との偏差 $\Delta\alpha$ が零に一致するように目標減速度を演算するP I制御器(14)と、検出された車輪減速度と目標減速度との偏差 $\Delta y$ が零に一致するようなブレーキ圧指令信号を演算するP I制御器(18)と、を有するA B S装置において、 $\Delta\alpha$ が一定値以上の状態が所定時間継続したときを低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路への移行時と判定する $\mu$ 変化判定部(30)と、低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路への移行時と判定されたとき、P I制御器(14)が演算する目標減速度をランプ的或いはステップ的に上昇させる路面 $\mu$ 適応部(32)と、を備える。低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路への移行時に目標減速度が上昇することにより制動力が上昇し、よって、ピーク $\mu$ 追従制御に速やかに戻ることができ、制動特性が向上する。



(2)

特開平11-321617

1

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 路面とタイヤとのすべり易さを表す物理量を推定する推定手段と、

前記推定手段により推定された物理量と、タイヤと路面との間の摩擦係数である路面 $\mu$ がピーク近傍となるための前記物理量の目標値と、の偏差を演算する演算手段と、

制動に関連する所定の物理量が該物理量の目標値となるように、車輪に作用するブレーキ力を制御するABS制御手段と、

前記偏差に基づいて路面 $\mu$ の変化を判定する $\mu$ 変化判定手段と、

前記 $\mu$ 変化判定手段により路面 $\mu$ が変化したと判定されたとき、変化した路面 $\mu$ に適應したブレーキ力が車輪に作用するように前記所定の物理量の目標値を修正する路面 $\mu$ 適応手段と、

を含むABS用路面適応装置。

【請求項2】 前記路面 $\mu$ 適応手段は、前記 $\mu$ 変化判定手段により低い路面 $\mu$ から高い路面 $\mu$ へ路面が変化したと判定されたとき、前記偏差に基づく通常のブレーキ力よりも大きいブレーキ力が車輪に作用するように制動に関連する前記所定の物理量の目標値を修正する請求項1記載のABS用路面適応装置。

【請求項3】 車輪減速度を、制動に関する所定の物理量として検出する車輪減速度検出手段と、をさらに含む。

前記ABS制御手段は、

前記偏差に基づいて、目標車輪減速度を演算する目標車輪減速度演算手段と、前記目標車輪減速度演算手段により演算された目標車輪減速度と前記車輪減速度検出手段により検出された車輪減速度との偏差に基づいて、ブレーキ力制御信号を演算するブレーキ力演算手段と、

を有することを特徴とする請求項1又は請求項2記載のABS用路面適応装置。

【請求項4】 前記路面 $\mu$ 適応手段は、前記 $\mu$ 変化判定手段により低い路面 $\mu$ から高い路面 $\mu$ へ路面が変化したと判定されたとき、前記目標減速度を上昇させることを特徴とする請求項3に記載のABS用路面適応装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、路面 $\mu$ 特性に適應したアンチロックブレーキ制御(ABS)を行うABS用路面適応装置に係り、より詳しくは、車輪のすべり易さを表す物理量の目標値偏差に基づいて、 $\mu$ 路の乗り移り(例えば、低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路への変化)を判定し、フィードフォワード的に制動力を調整することにより、十分な制動特性を得ることを可能にしたABS用路面適応装置に関する。

【0002】

【従来の技術】近年、自動車に対する安全志向の高まり

から、予防安全技術の研究開発が進められ、その代表的な安全装置であるアンチロックブレーキ制御装置(ABS装置)は、既に多くの乗用車に裝備されている。ABS装置は、検出された車輪速度や車輪減速度などの車輪運動量に基づいてタイヤと路面との間の摩擦状態を演算し、摩擦係数 $\mu$ がピーク値(ピーク $\mu$ )を越えるおそれがあると判定したときに、ブレーキ圧を低減させることにより、タイヤロックを防止するものである。

【0003】中でも、最大制動力保持型ABS装置では、ピーク $\mu$ 直前の摩擦状態を維持するようにブレーキ圧を制御することにより、最大摩擦力で最も効果的なブレーキ制動を行っている。すなわち、車輪運動量などに基づいて、摩擦係数 $\mu$ のスリップ速度に対する勾配である路面 $\mu$ 勾配を演算し、該路面 $\mu$ 勾配が、ピーク $\mu$ 直前の状態に対応する正のある小さな値になるように $\mu$ 勾配の目標値偏差をフィードバックすることにより、ピーク $\mu$ 付近の最大制動力を得て、タイヤロック防止と共に制動距離を短縮化している。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来のABS装置では、単に路面 $\mu$ 勾配の目標値偏差をフィードバックしているため、走行中の路面の $\mu$ 特性が移り変わったときに、変化した路面 $\mu$ 特性への制動系の適応が遅いという問題点があった。特に、低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路に乗り移った際には、図5(a)に示すように路面 $\mu$ 勾配が急激に増加して目標値より大きくなる。このため、最大制動力保持のためピーク $\mu$ 付近までブレーキ圧を増加させる必要があるが、目標値偏差のみに基づくブレーキ圧のフィードバック増加指令では、図5(b)に示すように、緩やかにしかブレーキ圧が増大せず、十分な制動特性が得られなかった。

【0005】本発明は、上記事項に鑑みなされたもので、最大制動力保持のためのアンチロックブレーキ動作の間に路面 $\mu$ 特性が変化したとき、変化した路面に適應した制動を迅速に行うことによって十分な制動特性を実現することができるABS用路面適応装置を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記目的を實現するために、請求項1の発明は、路面とタイヤとのすべり易さを表す物理量を推定する推定手段と、前記推定手段により推定された物理量と、タイヤと路面との間の摩擦係数である路面 $\mu$ がピーク近傍となるための前記物理量の目標値と、の偏差を演算する演算手段と、制動に関連する所定の物理量が該物理量の目標値となるように、車輪に作用するブレーキ力を制御するABS制御手段と、前記偏差に基づいて路面 $\mu$ の変化を判定する $\mu$ 変化判定手段と、前記 $\mu$ 変化判定手段により路面 $\mu$ が変化したと判定されたとき、変化した路面 $\mu$ に適應したブレーキ力が車輪に作用するように前記所定の物理量の目標値を修正す

(3)

特開平11-321617

3

る路面 $\mu$ 適応手段と、を含んで構成したものである。

【0007】ここで、路面とタイヤとのすべり易さを表す物理量には、例えば、路面 $\mu$ 勾配、微小ゲイン、車輪に対する制動トルク又は制動力のスリップ速度に対する勾配である制動トルク勾配（図8参照）や制動力勾配等がある。即ち、これらの物理量が大きいと、タイヤ発生力に余裕があり、すべりにくい。一方、これらの物理量が小さいと、タイヤ発生力に余裕がなく、すべり易い。

よって、これらの物理量は、車輪のすべり易さを表す。【0008】ここで、摩擦係数 $\mu$ は、路面から反力として車輪に作用する制動力を $F$ 、輪荷重を $W$ 、タイヤ有効半径を $R$ としたとき、

$$F = \mu W \quad \text{又は} \quad FR = \mu WR$$

の関係があることから、 $WR$ を略定数と仮定したとき、制動力勾配、又は制動トルク勾配が、摩擦係数 $\mu$ のスリップ速度に対する勾配と等価な物理量であることは明らかである。この物理量、例えば制動トルク勾配は、図8に示すようにピーク $\mu$ となるスリップ速度よりも小さいスリップ速度の領域では正値、ピーク $\mu$ となるスリップ速度では零、ピーク $\mu$ となるスリップ速度よりも大きいスリップ速度の領域では負値となり、タイヤと路面との間の摩擦状態を反映している。

【0009】請求項1の発明では、給定手段は、路面とタイヤとのすべり易さを表す物理量を給定する。そして、偏差演算手段は、推定された物理量と、タイヤと路面との間の摩擦係数である路面 $\mu$ がピーク近傍となるための該物理量の目標値と、の偏差を演算し、ABS制御手段は、制動に関連する所定の物理量が該物理量の目標値となるように車輪に作用するブレーキ力を制御する。例えば、この目標値として、正の小さな値を設定しておけば、物理量が正の小さな値となるようにブレーキ力が制御される。すなわち、物理量が正の小さな値に対応するピーク $\mu$ 直前の状態が保持される。

【0010】このようなフィードバック制御が行われている間、 $\mu$ 変化判定手段は、演算された偏差に基づいて、路面 $\mu$ の変化を判定する。この路面 $\mu$ の変化の判定方法として、例えば、推定された物理量が所定値以上変化したとき、或いは、前記偏差が所定値以上大きくなった状態が所定時間以上継続したとき、を路面 $\mu$ が変化したと判定する。例えば、図6(a)に示すように、低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ移行するとき、物理量（例えば、路面 $\mu$ 勾配）とこの物理量の目標値との偏差が急激に大きくなるので、路面 $\mu$ 勾配の増加量又は偏差が所定値以上となったとき、低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ移行したと判定できる。

【0011】そして、路面 $\mu$ 適応手段は、 $\mu$ 変化検出手段により路面 $\mu$ が変化したと判定されたとき、変化した路面 $\mu$ に適応したブレーキ力が車輪に作用するように上記所定の物理量の目標値を修正する。一例として、請求項2の発明のように、路面 $\mu$ 適応手段が、 $\mu$ 変化判定手段により低い路面 $\mu$ から高い路面 $\mu$ へ路面が変化したと

4

判定されたとき、前記偏差に基づく通常のブレーキ力よりも大きいブレーキ力が車輪に作用するように制動に関する上記物理量の目標値を修正する。例えば、図6(b)に示すように、ホイールシリンダ圧をランブ的に徐々に上昇修正する。また、前記偏差に応じた変化量でホイールシリンダ圧をステップ的に上昇修正してもよい。

【0012】このように本発明では、低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ移行した際に偏差に基づく低 $\mu$ 路でのブレーキ力よりも大きなブレーキ力が印加されることにより、最大摩擦力がより大きくなった高 $\mu$ 路に適応した大きな制動力が速やかに発生し、十分な制動特性を得ることができる。一方、高 $\mu$ 路から低 $\mu$ 路に移り変わったと判定されたときは偏差に基づく通常のブレーキ力に戻すようにABS制御手段をフィードフォワード制御することにより、あらゆる路面 $\mu$ に適応した制動が可能となる。

【0013】本発明に基づく路面 $\mu$ 適応フィードフォワード制御が適用されるABS制御系には、様々な実施態様が考えられる。適応可能な好ましい制御系の例として、減速度サーボなど車輪挙動量サーボで階層制御系が挙げられる。この減速度サーボの階層制御系では、例えば、請求項3の発明のように、請求項1又は請求項2記載の発明において、制動に関連する所定の物理量として車輪減速度を検出する車輪減速度検出手段と、をさらに含んで構成し、前記ABS制御手段は、前記偏差に基づいて、目標車輪減速度を演算する目標車輪減速度演算手段と、前記目標車輪減速度演算手段により演算された目標車輪減速度と前記車輪減速度検出手段により検出された車輪減速度との偏差に基づいて、ブレーキ力制御信号を演算するブレーキ力演算手段と、を有するように構成する。

【0014】請求項3の発明では、目標車輪減速度演算手段が上記偏差に基づいて目標車輪減速度を演算する。例えば、この偏差が零に一致するように該偏差からPI制御等により目標車輪減速度を演算する。次に、ブレーキ力演算手段が、演算された目標車輪減速度と検出された実際の車輪減速度との偏差に基づいて、ブレーキ力を制御するためのブレーキ力制御信号を演算する。例えば減速度の偏差が零に一致するように、該偏差からPI制御等によりブレーキ力制御信号を演算する。

【0015】そして、路面 $\mu$ 適応手段は、 $\mu$ 変化検出手段により路面 $\mu$ が変化したと判定されたとき、変化した路面 $\mu$ に適応したブレーキ力が車輪に作用するように、ABS制御手段をフィードフォワード制御する。具体的には、請求項4の発明のように、路面 $\mu$ 適応手段が、 $\mu$ 変化判定手段により低い路面 $\mu$ から高い路面 $\mu$ へ路面が変化したと判定されたとき、目標減速度演算手段により演算された目標減速度をランブ的或いはステップ的に上昇させる。これによって、車輪減速度が増大し、高 $\mu$ 路に適応した大きな制動力を速やかに得ることができる。

(4)

特開平11-321617

5

6

PI制御により目標減速度を演算する場合には、目標減速度演算手段の比例ゲインや積分ゲインを増加させることにより、目標減速度を上昇させてもよい。

【0016】なお、本発明は、階層的な減速度サーボ以外の他のABS制御系にも適用可能である。例えば、路面 $\mu$ 勾配と目標 $\mu$ 勾配との偏差が零に一致するように、該偏差からPI制御等により、直接、ブレーキ力制御信号を演算するABS装置にも適用可能である。

【0017】

【発明の実施の形態】以下、本発明のABS用路面適応装置の実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

（第1の実施の形態）第1の実施の形態は、本発明のABS用路面適応装置を階層型の車輪減速度サーボ制御系に適用したものであり、図1には、該装置の構成ブロックが示されている。同図に示すように、ABS用路面適応装置10は、車輪22の車輪速度信号 $\omega$ を所定のサンプリング時間 $\tau$ 毎に検出する車輪速度検出部24と、少なくとも検出された車輪速度信号 $\omega$ に基づいて勾配 $\alpha$ を推定する、本発明の推定手段としての勾配推定部28と、指定された勾配 $\alpha$ と予め所定値に設定されている目標勾配 $\alpha_0$ との偏差 $\Delta\alpha = (\alpha_0 - \alpha)$ を演算する偏差演算器12と、比例ゲイン $G_p$ 及び積分ゲイン $G_i$ に基づいて偏差 $\Delta\alpha$ を零に一致させるための目標減速度 $y$ を演算するPI制御器14と、を備えている。これらは階層制御系の上位の制御系を構成しており、ピーク $\mu$ 追従制御の場合、目標勾配 $\alpha_0$ は、図8のピーク $\mu$ 直前の状態に対応する正の小さな値に設定される。なお、本実施形態では、勾配推定部28を、上記制動トルク勾配を推定する手段として構成し、その詳細な推定原理については後述する。

【0018】また、ABS用路面適応装置10は、車輪22の車輪減速度を検出する車輪減速度検出部26と、PI制御器14により演算された目標減速度 $y$ と車輪減速度検出部26により検出された車輪減速度 $y'$ との偏差 $\Delta y = (y - y')$ を演算する偏差演算器16と、比例ゲイン $G_p$ 及び積分ゲイン $G_i$ に基づいて偏差 $\Delta y$ を零に一致させるためのブレーキ圧指令信号を演算するPI制御器18と、演算されたブレーキ圧指令信号に基づいて車輪22のホイールシリンダ圧を制御する制御バルブ20と、を備えている。これらは、階層制御系の下位の制御系を構成している。

【0019】さらに、ABS用路面適応装置10は、偏差 $\Delta\alpha$ に基づいて路面 $\mu$ の変化を判定する $\mu$ 変化検出部30と、 $\mu$ 変化判定部30により路面 $\mu$ が変化したと判定されたとき、現在の路面 $\mu$ に適したホイールシリンダ圧が車輪22に作用するための目標減速度 $y$ を演算するようにPI制御器14を制御する路面 $\mu$ 適応部32と、を有している。これらは、本発明に係る路面 $\mu$ 適応を実現する手段である。また、PI制御器14、18は、微分制御を含めたPID制御器などにより構成して

もよいし、また、いわゆるH $\infty$ 制御や2自由度制御などを行うロバスト制御器など、より高次の制御を行う制御器により構成してもよい。また、車輪減速度検出器26は、車輪速度 $\omega$ から車輪減速度 $y$ を演算するフィルタで構成してもよいし、或いは車輪減速度を直接検出する減速度センサーなどから構成することもできる。

【0020】また、制御バルブ20は、図示しない増圧バルブ及び減圧バルブを有しており、増圧バルブは、ブレーキペダルの踏力に応じて増圧する図示しないマスタシリンダと接続され、減圧バルブは、低圧源としての図示しないリザーバーと接続されている。さらに、制御バルブ20には、図示しないホイールシリンダが接続されており、制御バルブは、ブレーキ圧指令信号に応じて、増圧バルブ及び減圧バルブの開閉時間を調整することにより、車輪22に作用するホイールシリンダ圧を制御する。

【0021】なお、図1では、一つの車輪22について各構成部が示されているが、複数の車輪を持つ車両（例えば4輪自動車）の場合、実際には各々の車輪について図1に示す各構成部が設けられている。

【0022】次に、本実施の形態の作用を説明する。

【0023】ABS制御を開始するための所定条件が成立すると、勾配推定部28が、車輪速度検出器24により検出されたサンプリング時間 $\tau$ 毎の車輪速度 $\omega$ の時系列データ $\{\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots\}$ に基づいて制動トルク勾配 $\alpha$ を順次演算する。次に、偏差演算器12が目標勾配 $\alpha_0$ と演算された制動トルク勾配 $\alpha$ との偏差 $\Delta\alpha$ を演算し、PI制御器14が、偏差 $\Delta\alpha$ に基づいて目標減速度 $y$ を演算する。例えば、 $\Delta\alpha = (\alpha_0 - \alpha)$ が負、即ち、 $\alpha$ が正の大きな値であるとき、制動力の余裕度が大きいので、目標減速度 $y$ が大きな値となるように演算し、逆に、 $\Delta\alpha$ が正のときは、目標減速度が小さな値となるように演算する。

【0024】次に、偏差演算器16が、演算された目標減速度 $y$ と車輪減速度検出器26により検出された車輪減速度 $y'$ との偏差 $\Delta y$ を演算し、PI制御器18が、 $\Delta y$ を零に一致させるためのブレーキ圧指令信号を演算する。制御バルブ20は、ブレーキ圧指令信号に応じて車輪22に作用するホイールシリンダ圧を制御する。

【0025】このようにしてはば一定の摩擦特性を有する路面を走行している間では、制動トルク勾配 $\alpha$ が目標 $\mu$ 勾配 $\alpha_0$ に一致するようにホイールシリンダ圧がフィードバック制御され、ピーク $\mu$ へ追従するためのアンチロックブレーキ動作が可能となる。

【0026】上記ピーク $\mu$ 追従制御の間、 $\mu$ 変化判定部30は、偏差 $\Delta\alpha$ に基づいて現在走行中の路面が低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ変化したか否かを常時判定しており、低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ変化したと判定した場合、路面 $\mu$ 適応部32へ路面 $\mu$ 適応の指令信号を出力する。ここで、 $\mu$ 変化判定部30による路面 $\mu$ 変化判定方法の一例を図2のフ

(5)

特開平11-321617

7

8

ローチャートを用いて説明する。

【0027】図2のフローチャートに示すように、まず、タイマーのカウント値 $t$ を0に初期化する(ステップ200)。次に、偏差 $\Delta\alpha$ が所定のしきい値 $A$ を越えたか否かを判定する(ステップ202)。偏差 $\Delta\alpha$ がしきい値 $A$ を越えていないと判定した場合(ステップ202否定判定)、ステップ200に戻り、同様の判定を繰り返す。一方、偏差 $\Delta\alpha$ がしきい値 $A$ を越えたと判定した場合(ステップ202肯定判定)、タイマーカウント値 $t$ を1だけインクリメントする(ステップ204)。そして、カウント値 $t$ が所定のしきい値 $B$ を越えたか否かを判定する(ステップ206)。 $t$ が $B$ を越えていないと判定した場合(ステップ206否定判定)、ステップ202に戻り、再び上記判定を繰り返す。

【0028】偏差 $\Delta\alpha$ が $A$ を越えた状態が継続してカウント値 $t$ が順次更新された結果により、 $t$ が $B$ を越えたと判定した場合(ステップ206肯定判定)、路面が低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ移行したと判断する(ステップ208)。そして、路面 $\mu$ 適応部32への指令信号をオンにする(ステップ210)。すなわち、本実施形態では、偏差 $\Delta\alpha$ が所定値 $A$ を越えた状態が所定時間継続した場合、低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ移行したと判定する(図6(a)参照)。

【0029】その後、路面 $\mu$ 適応部32による適応制御が行われている間、 $\mu$ 変化判定部30は、偏差 $\Delta\alpha$ がまだ上記しきい値 $A$ を越えているか否かを判定する(ステップ212)。偏差 $\Delta\alpha$ が $A$ を越えていると判定した場合(ステップ212肯定判定)、ステップ210に戻り、路面 $\mu$ 適応部32への指令信号オンの状態を継続する。

【0030】一方、適応制御の結果、偏差 $\Delta\alpha$ が $A$ を越えなくなったと判定した場合(ステップ212否定判定)、路面 $\mu$ 適応部32への指令信号をオフにする(ステップ214)。これにより、路面 $\mu$ 適応部32によるフィードフォワード制御が終了し、通常のフィードバック制御に戻る(図6(a)、(b)参照)。そして、ステップ200に戻って、以上の処理を再び実行する。

【0031】路面 $\mu$ 適応部32では、 $\mu$ 変化判定部30からの指令信号がオンになったときからオフになるまでの間、図3(a)に示すように、目標減速度 $y$ がほぼ一定の増加率で増加するようにPI制御器14を制御する。この結果、ホイールシリンダ圧がランプ的に上昇す

る(図6(b)参照)。なお、この増加率が偏差 $\Delta\alpha$ の大きさに応じて変化するようにしてもよい。

【0032】また、図3(b)に示すように、目標減速度 $y$ をステップ的に上昇させてもよい。この場合は、ホイールシリンダ圧がステップ的に増大する。なお、このステップ変化量の大きさが偏差 $\Delta\alpha$ が大きくなるに従い、増加するようにしてもよい。

【0033】図3(a)、(b)に示すように目標減速度を上昇させる制御は、以下の方法によって可能となる。すなわち、図4(a)に示すように、PI制御器14の比例ゲイン $G$ を大きくすることによって、演算出力される目標減速度 $y$ を $\Delta\alpha$ に応じて急激に上昇させることができる(図3(a)に対応)。また、PI制御器14の積分ゲイン $G_i$ を大きくすることによって、演算出力される目標減速度 $y$ を $\Delta\alpha$ に応じた傾きでランプ的に上昇させることができる(図3(b)に対応)。

【0034】勿論、目標減速度の上昇制御の方法は、上記例に限定されるものではない。例えば、 $\Delta\alpha$ に応じた目標減速度の増分量 $\Delta y$ を演算し、この $\Delta y$ を、PI制御器14の演算結果に加算することにより目標減速度を上昇させることもできる。また、低 $\mu$ 路に適した制御を行うPI制御器と高 $\mu$ 路に適した制御を行うPI制御器とを用意し、 $\mu$ 変化判定部30による判定結果に応じて、いずれかのPI制御器を切り替え選択するようにしてもよい。

【0035】このように本実施形態のABS用路面適応装置10では、図6(a)に示すように、アンチロックブレーキ動作中に低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ移行したと判定したとき、図6(b)に示すように、目標減速度をランプ的或いはステップ的に増加させる制御を行うことにより、ホイールシリンダ圧を増加させる制御を行うようにしたので、高 $\mu$ 路に適応したピーク $\mu$ 追従制御へ迅速に移行することができる。これにより、十分な制動特性を確保して制動距離及び制動時間を短縮することができる。

【0036】ここで、勾配推定部28による制動トルク勾配の推定原理を説明する。

(制動トルク勾配の推定原理) 各車輪の車輪運動及び車体運動は次式の運動方程式によって記述される。

【0037】

【数1】

$$J \dot{\omega}_i = R_i \cdot F_{x_i} \cdot (v/R_i - \omega_i) - T_{a_i} \quad (1)$$

$$M \dot{v} = - \sum_i F_{x_i} \cdot (v/R_i - \omega_i) \quad (2)$$

ただし、 $F_{x_i}$ は、第 $i$ 輪に発生した制動力、 $T_{a_i}$ は踏力に対応して第 $i$ 輪に加えられたブレーキトルク、 $M$ は車両質量、 $R_i$ は車輪の有効半径、 $J$ は車輪慣性、 $v$ は

車体速度である。なお、 $\dot{\cdot}$ は時間に関する微分を示す。

(1)式、(2)式において、 $F_{x_i}$ はスリップ速度 $(v/R_i - \omega_i)$ の関数として示されている。

(6)

特開平11-321617

9

19

【0038】ここで、車体速度を等価的な車体の角速度  $\omega_v$  と表すと共に、制動トルク  $R_c F_{\mu}$  をスリップ速

【0039】

度の1次関数(傾き  $k_1$ 、切片  $T_1$ )として記述す \*

$$v = R_c \omega_v$$

(3)

$$R_c F_{\mu}(\omega_v - \omega_1) = k_1 \times (\omega_v - \omega_1) + T_1$$

(4)

さらに、(3)、(4)式を(1)、(2)式へ代入し、車輪速

※表すと次式を得る。

度  $\omega_1$  及び車体速度  $\omega_v$  をサンプル時間  $\tau$  毎に離散化さ

【0040】

れた時系列データ  $\omega_1[k]$ 、 $\omega_v[k]$  ( $k$  はサンプル時

【数2】

間  $\tau$  を単位とするサンプル時刻、 $k=1,2,\dots$ )として※

$$J \frac{\omega_v[k] - \omega_v[k-1]}{\tau} = k_1 (\omega_v[k-1] - \omega_1[k-1]) + T_1 - T_{1,1} \quad (5)$$

$$R_c = M \frac{\omega_v[k] - \omega_v[k-1]}{\tau}$$

$$= -\sum_{j=1}^J k_j \cdot \omega_v[k-1] + \sum_{j=1}^J (k_j \omega_1[k-1]) - \sum_{j=1}^J T_j \quad (6)$$

ここで、(5)、(6)式を連立し、車体の等価角速度  $\omega_v$  ★【0041】

を消去すると、★【数3】

$$\begin{aligned} \omega_1[k] &= \left(2 - \frac{\tau}{J} k_1 - \frac{\tau}{R_c M} \sum_{j=1}^J k_j\right) \omega_1[k-1] \\ &+ \left(1 - \frac{\tau}{R_c M} \sum_{j=1}^J k_j\right) \left(1 - \frac{\tau}{J} k_1\right) \omega_1[k-2] \\ &- k_1 \frac{\tau^2}{J R_c M} \sum_{j=1}^J (k_j \omega_1[k-2]) \\ &= -k_1 \frac{\tau^2}{J R_c M} \sum_{j=1}^J T_j + \frac{\tau^2}{J R_c M} \sum_{j=1}^J k_j (T_1 - T_{1,1}) \end{aligned} \quad (7)$$

を得る。

【0042】ところで、スリップ速度3 rad/s という条件下で  $R_c Mg/4$  ( $g$  は重力加速度) の最大制動トルクの発生を仮定すると、

【0043】

【数4】

$$\max(k_1) = \frac{R_c Mg/4}{3}$$

を得る。ここで、具体的な定数として、 $\tau = 0.005$  (sec)、 $R_c = 0.3$  (m)、 $M = 1000$  (kg) を考慮すると、 $\max(k_1) = 245$  となる。従って、

【0044】

40 【数5】

$$\max\left(-\frac{\tau}{R_c M} \sum_{j=1}^J k_j\right) \approx 0.054 \ll 1$$

となり、(7)式は次式のように近似することができる。

【0045】

【数6】

(7)

特開平11-321617

12

$$k, \frac{11}{J} \{ \omega_i [k-1] - \omega_i [k-2] \} + f_i$$

$$= -\omega_i [k] + 2\omega_i [k-1] - \omega_i [k-2] \quad (8)$$

$$f_i = k_i \cdot \frac{\tau^2}{J R_c \cdot M} \sum_{j=1}^M T_j - \frac{\tau^2}{J R_c \cdot M} \sum_{j=1}^M k_i \cdot (T_j - T_{j+1})$$

である。

【0046】このように整理することにより、(8)式は未知係数 $k_i$ 、 $f_i$ に関し、線形の形で記述することが可能となり、(8)式にオンラインのパラメータ同定手法を適用することにより、スリップ速度に対する制動トルク勾配 $k_i$ を推定することができる。

ステップ1:

10\*【0047】すなわち、以下のステップ1及びステップ2を繰り返すことにより、検出された車輪速度の時系列データ $\omega_i [k]$ から制動トルク勾配の時系列データを推定することができる。

【0048】

\*【数7】

$$\phi_i [k] = \left[ \tau \{ \omega_i [k-1] - \omega_i [k-2] \} / J \right] \quad (9)$$

$$y_i [k] = -\omega_i [k] + 2\omega_i [k-1] - \omega_i [k-2] \quad (10)$$

とおく。なお、(9)式の行列 $\phi_i [k]$ の第1要素は、1 ※ンブル時間での変化に関する物理量である。

サンブル時間での直輪速度の変化に関する物理量であ 【0049】

り、(10)式は、1サンブル時間の直輪速度の変化の1サ※ 【数8】

ステップ2:

$$\hat{\theta}_i [k] = \hat{\theta}_i [k-1] + L_i [k] (y_i [k] - \hat{\phi}_i [k]^T \cdot \hat{\theta}_i [k-1]) \quad (11)$$

$$L_i [k] = \frac{P_i [k-1] \phi_i [k]}{\lambda + \phi_i [k]^T P_i [k-1] \phi_i [k]}$$

$$P_i [k] = \frac{1}{\lambda} \left[ P_i [k-1] - \frac{P_i [k-1] \phi_i [k] \phi_i [k]^T P_i [k-1]}{\lambda + \phi_i [k]^T P_i [k-1] \phi_i [k]} \right]$$

という漸化式から推定行列

【0050】

【数9】

$$\hat{\theta}_i$$

を演算し、該推定行列の第一要素を推定された制動トルクの勾配として抽出する。ただし、 $\lambda$ は過去のデータを取り除く度合いを示す忘却係数(例えば $\lambda = 0.98$ )であり、“ $\cdot$ ”は行列の転置を示す。

【0051】なお、(11)式の左辺は、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量である。

【0052】以上が本発明の実施の形態であるが、本発

明は、上記例にのみ限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において任意好適に変更可能である。例えば、上記例では、偏差 $\Delta\alpha$ が一定値を越えた状態が所定時間継続することをもって低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路への移行と判定したが、勾配 $\alpha$ が一定値を越える増加量で増大し、かつ勾配 $\alpha$ が増大した状態が所定時間継続したときに、低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ移行したと判定することができる。

【0053】また、上記例では、低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路への移行のみを対象としたが、路面をさらに細かく分類し(例えば、低 $\mu$ 路、中 $\mu$ 路、高 $\mu$ 路)、それら路面間の移り変わりに応じたフィードフォワード制御を行うこともできる。

(8)

特開平11-321617

13

14

【0054】さらに、車輪減速度サーボの階層制御系に本発明を適応する例を示したが、偏差 $\Delta\alpha$ に基づいて、直接、ブレーキ圧指令信号を演算するABS装置にも本発明を適応することができる。この場合、路面 $\mu$ 適応部32は、 $\mu$ 変化判定部30の指令信号がオンになったとき、当該ABS装置の制御器により演算されるブレーキ圧指令信号が上昇するように、当該制御器を、直接、フィードフォワード制御する。

【0055】さらに、勾配指定部では、車輪速度の時系列データに基づいて制動トルク勾配を指定したが、本発明は上記推定方法に限定されるものではない。例えば、車輪減速度の時系列データとホイールシリンダ圧の時系列データとに基づいて、オンライン最小二乗法を用いて制動トルク勾配を推定することもできる。

【0056】以上説明した実施の形態では、制動トルク勾配を推定しているが、本発明はこれに限定されず、制動トルク勾配に代えて、制動トルク勾配に対応する、微小ゲイン、即ち、スリップ速度に対する路面と車輪との間の摩擦係数の勾配（路面 $\mu$ 勾配）を演算して、同様に処理するようにしてもよい。以下、微小ゲインと制動トルク勾配とが等価な物理量であることを説明する。

【0057】重量 $W$ の車体を備えた車両が速度 $\omega$ で走行している時の車輪での振動現象、すなわち車体と車輪\*

\*と路面とによって構成される振動系の振動現象を、車輪回転軸で等価的にモデル化した図9に示すモデルを参照して考察する。

【0058】図9のモデルにおいて、ブレーキ力は、路面と接するタイヤのトレッド115の表面を介して路面に作用する。しかし、このブレーキ力は実際には路面からの反作用（制動力）として車体に作用する。このため、車体重量の回転軸換算の等価モデル117は、タイヤのトレッドと路面との間の摩擦要素116（路面 $\mu$ ）を介して車輪113と反対側に連結したものとなる。これは、シャシーダイナモ装置のように、車輪下の大きな慣性、すなわち車輪と反対側の質量で車体の重量を模擬することができることと同様である。

【0059】図9でタイヤリムを含んだ車輪113の慣性を $J_w$ 、リムとトレッド115との間のばね要素114のばね定数を $K$ 、車輪半径を $R$ 、トレッド115の慣性を $J_t$ 、トレッド115と路面との間の摩擦要素116の摩擦係数を $\mu$ 、車体の重量の回転軸換算の等価モデル117の慣性を $J_s$ とすると、ホイールシリンダ圧により生じるブレーキトルク $T_b$ から車輪速 $\omega$ までの伝達特性は、

【0060】

【数10】

$$\omega_w = \frac{\mu_0 J_w K R W_s - \{J_t J_w s^3 + \alpha(J_t + J_w) R^2 W_s^2 + J_w K s + \alpha K R^2 W\} T_b}{s \{J_w J_t J_w s^3 + \alpha J_w (J_t + J_w) R^2 W_s^2 + (J_w + J_t) J_w K s + \alpha(J_w + J_t + J_w) K R^2 W\}}$$

となる。なお、 $s$ はラプラス変換の演算子である。また、スリップ速度 $\Delta\omega$ と路面の摩擦係数 $\mu$ の間には、前述したように、図8に示すように、あるスリップ率で摩擦係数 $\mu$ がピークをとる関数関係が成立することが知られる。

$$\mu = \mu_0 + \alpha R \Delta\omega$$

と近似できる。すなわち、微小振動によるスリップ速度の変化が小さいため、傾き $\alpha R$ の直線で近似できる。

【0061】ここで、タイヤと路面間の摩擦係数 $\mu$ によ

$$T_b = \mu W = \mu_0 W + \alpha R \Delta\omega W \quad (12)$$

となる。（13）式の両辺を $\Delta\omega$ で1階微分すると、

【0062】

$$\frac{dT_b}{d\Delta\omega} = \alpha R W \quad (14)$$

となる。

【0063】ここで、タイヤが路面にグリップしている時は、トレッド115と車体等価モデル117とが直結されていると考える。この場合、車体等価モデル117とトレッド115との和の慣性と、車輪113の慣性とが共振する。即ち、この振動系は、車輪と車体と路面と

※られている。ここで、図8の関数関係において、あるスリップ率の回りで微小振動したときの摩擦係数 $\mu$ のスリップ速度 $\Delta\omega$ に対する変化を考えると、路面の摩擦係数 $\mu$ は、

★り生じる制動トルク $T_b = \mu W$ に（12）式を代入すると、

$$T_b = \mu W = \mu_0 W + \alpha R \Delta\omega W \quad (13)$$

★【数11】

☆

◆から構成された車輪共振系とみなすことができる。このときの車輪共振系の共振周波数 $\omega_\infty$ は、上記の伝達特性において、

【0064】

【数12】

$$\omega_\infty = \sqrt{\{(J_w + J_t + J_s) K / J_s (J_t + J_w)\}} / 2\pi \quad (15)$$

となる。

【0065】ここで、図8において（15）式が成立す

る摩擦状態は、ピーク $\mu$ に達する前の領域A1に対応する。

(9)

特開平11-321617

15

16

【0066】逆に、タイヤの摩擦係数 $\mu$ がピーク $\mu$ に近づく場合には、タイヤ表面の摩擦係数 $\mu$ がスリップ率に対して変化し難くなる。即ち、トレッド115の慣性の振動に伴う成分は車体等価モデル117に影響しなくなる。つまり等価的にトレッド115と車体等価モデル117とが分離され、トレッド115と車輪113とが共\*

\*振を起こすことになる。このときの車輪共振系は、車輪と路面とから構成されているとみなすことができる。その共振周波数 $\omega_{\infty}$ は、(15)式において、車体等価慣性 $J_s$ を0とおいたものと等しくなる。すなわち、  
【0067】  
【数13】

$$\omega_{\infty} = \sqrt{\{(J_s + J_t)K / J_s J_t\} / 2\pi} \quad (16)$$

となる。この状態は、図8では、ピーク $\mu$ 近傍の領域A2に対応する。なお、ピーク $\mu$ を越えてブレーキ制動されると、領域A3に瞬時に移行し、タイヤがロックされる。

【0068】車体等価慣性 $J_s$ が車輪慣性 $J_t$ 、トレッド慣性 $J$ より大きいと仮定する。この場合、(16)式の場合の車輪共振系の共振周波数 $\omega_{\infty}$ は(15)式の $\omega_{\infty}$ よりも高周波数側にシフトすることになる。

【0069】ここで、ブレーキ圧 $P_b$ に対する車輪速度 $\omega$ の比 $(\omega_r / P_b)$ の共振周波数 $\omega_{\infty}$ の振動成分 $(\omega_r / P_b) | s = j\omega_{\infty}$ を微小ゲイン $G_d$ とす\*

$$\begin{aligned} G_d = \frac{\omega_r}{P_b} \Big|_{s=j\omega_{\infty}} &\propto \frac{\omega_r}{T_b} \Big|_{s=j\omega_{\infty}} \\ &= \frac{jJ_v(J_B J_t - J_v J_w)K \sqrt{J_A J_B J_w K} + \alpha J^3 B J_w K R^2 W}{J_A J^2 J_v J_w K^2} \\ &= jA + \alpha B \quad (j \text{は虚数単位}) \end{aligned} \quad (17)$$

$$J_A = J_t + J_v + J_w, \quad J_B = J_s + J_t \quad (18)$$

$$A = \frac{J_v(J_B J_t - J_v J_w)K \sqrt{J_A J_B J_w K}}{J_A J^2 J_v J_w K^2}, \quad B = \frac{J^3 B J_w K R^2 W}{J_A J^2 J_v J_w K^2} \quad (19)$$

一般に、

$$|A| = 0.012 \ll |B| = 0.1 \quad (20)$$

となることから、(14)式、(17)式より、

★【数15】  
【0072】

$$\frac{dT_b}{d\omega} \propto G_d \quad (21)$$

を得る。すなわち、スリップ速度 $\Delta\omega$ に対する制動トルク $T_b$ の勾配は微小ゲイン $G_d$ に比例する。

【0073】よって、各制動力勾配演算部に代えて微小ゲイン演算部36(図10参照)を備え、微小ゲイン $G_d$ を求め、求めた微小ゲイン $G_d$ に基づいて、上記と同様に処理すればよい。

【0074】次に、各微小ゲイン演算部36による微小

ゲイン $G_d$ の演算方法を説明する。

【0075】ここで、車輪と車体と路面とからなる振動系の共振周波数 $\omega_{\infty}$ (15)式でブレーキ力を微小励振すると(ここでは、ブレーキ圧 $P_b$ を微小励振とする)、車輪速度 $\omega_r$ も平均的な車輪速度の回りに共振周波数 $\omega_{\infty}$ で微小振動する。ここで、このときのブレーキ圧 $P_b$ の共振周波数 $\omega_{\infty}$ の微小振幅を $P_r$ 、車輪速

(10)

17

度の共振周波数 $\omega_0$ の微小振幅を $\omega_0$ とした場合、微小ゲイン $G_0$ を

$$G_0 = \omega_0 / P, \quad (22)$$

となる。

【0076】この微小ゲイン $G_0$ は、前述したように $(\omega_0 / P)$ の共振周波数 $\omega_0$ の振動成分でもあるので、摩擦状態がピーク $\mu$ 近傍の領域に至ったとき、共振周波数が $\omega_0$ にシフトするため急激に減少する。すなわち、微小ゲイン $G_0$ は、路面 $\mu$ 特性を規定する物理量であるといえる。

【0077】そして、微小ゲイン演算部36は、図10に示すように、振動系の共振周波数 $\omega_0$ （(15)式）でブレーキ圧を微小励振したときの、車輪速度 $V$ の共振周波数 $\omega_0$ の微小振幅（車輪速微小振幅 $\omega_0$ ）を検出する車輪速微小振幅検出部40と、共振周波数 $\omega_0$ のブレーキ圧の微小振幅 $P$ を検出するブレーキ圧微小振幅検出部42と、検出された車輪速微小振幅 $\omega_0$ をブレーキ圧微小振幅 $P$ で除算することにより微小ゲイン $G_0$ を出力する除算器44と、から構成される。

【0078】ここで、車輪速微小振幅検出部40は、共振周波数 $\omega_0$ の振動成分を抽出するフィルタ処理を行う図11のような演算部として実現できる。例えば、この振動系の共振周波数 $\omega_0$ が40 [Hz]程度であるので、制御性を考慮して1周期を24 [ms]、約41.7 [Hz]に取り、この周波数を中心周波数とする帯域通過フィルタ75を設ける。このフィルタにより、車輪速度信号 $\omega$ から約41.7 [Hz]近傍の周波数成分のみが抽出される。さらに、このフィルタ出力を全波整流器76により全波整流、直流平滑化し、この直流平滑化信号から低域通過フィルタ77によって低域振動成分のみを通過させることにより、車輪速微小振幅 $\omega_0$ を出力する。

【0079】なお、周期の整数倍、例えば1周期の24 [ms]、2周期の48 [ms]の時系列データを連続的に取り込み、41.7 [Hz]の単位正弦波、単位余弦波との相関を求めることによっても車輪速微小振幅検出部40を実現できる。

【0080】ここで、平均ブレーキ圧 $P_0$ の回りに共振周波数のブレーキ圧微小振幅 $P$ を印加する微小励振手段について説明する。まず、平均ブレーキ圧指令及び微小励振指令を実際の車輪への制動トルクに変換する部分（バルブ制御系）は、図12に示すように、マスタシリンダ48、制御バルブ52、ホイールシリンダ56、リザーバー58及びオイルポンプ60を備えている。

【0081】ブレーキペダル46は、ブレーキペダル46の踏み込みに応じて増圧するマスタシリンダ48を介して制御バルブ52の増圧バルブ50へ接続されている。また、制御バルブ52は、減圧バルブ54を介して低圧源としてのリザーバー58へ接続されている。さらに、制御バルブ52には、該制御バルブによって供給されたブ

特開平11-321617

18

レーキ圧をブレーキディスクに加えるためのホイールシリンダ56が接続されている。この制御バルブ52は、入力されたバルブ動作指令に基づいて増圧バルブ50及び減圧バルブ54の開閉を制御する。

【0082】なお、この制御バルブ52が増圧バルブ50のみを開くように制御されると、ホイールシリンダ56の油圧（ホイールシリンダ圧）は、ドライバがブレーキペダル46を踏み込むことによって得られる圧力に比例したマスタシリンダ48の油圧（マスタシリンダ圧）まで上昇する。逆に減圧バルブ54のみを開くように制御されると、ホイールシリンダ圧は、ほぼ大気圧のリザーバー58の圧力（リザーバ圧）まで減少する。また、両方のバルブを閉じるように制御されると、ホイールシリンダ圧は保持される。

【0083】ホイールシリンダ56によりブレーキディスクに加えられるブレーキ力（ホイールシリンダ圧に相当）は、マスタシリンダ48の高油圧が供給される増圧時間、リザーバー58の低油圧が供給される減圧時間、及び供給油圧が保持される保持時間の比率と、圧力センサ等により検出されたマスタシリンダ圧及びリザーバ圧とから求められる。

【0084】従って、制御バルブ52の増減圧時間をマスタシリンダ圧に応じて制御することにより、所望のブレーキトルクを実現することができる。そして、ブレーキ圧の微小励振は、平均ブレーキ力を実現する制御バルブ52の増減圧制御と同時に共振周波数に対応した周期で増減圧制御を行うことにより可能となる。

【0085】具体的な制御の内容として、図13に示すように、微小励振の周期（例えば24 [ms]）の半周期 $T/2$ 毎に増圧と減圧のそれぞれのモードを切り替え、バルブへの増減圧指令は、モード切り替えの瞬間から増圧時間 $t_1$ 、減圧時間 $t_2$ のそれぞれの時間分だけ増圧・減圧指令を出力し、残りの時間は、保持指令を出力する。平均ブレーキ力は、マスタシリンダ圧に応じた増圧時間 $t_1$ と減圧時間 $t_2$ との比によって定まると共に、共振周波数に対応した半周期 $T/2$ 毎の増圧・減圧モードの切り替えによって、平均ブレーキ力の回りに微小振動が印加される。

【0086】なお、ブレーキ圧微小振幅 $P$ は、マスタシリンダ圧、図13に示したバルブの増圧時間 $t_1$ の長さ、及び減圧時間 $t_2$ の長さによって所定の関係で定まるので、図7のブレーキ圧微小振幅検出部42は、上記のように推定した前回のマスタシリンダ圧 $P_0$ （ $P_0 \sim P$ 。（図1参照））、増圧時間 $t_1$ 、及び減圧時間 $t_2$ からブレーキ圧微小振幅 $P$ を出力するテーブルとして構成することができる。

【0087】

【実施例】本発明の上記実施形態に係るABS用路面適応装置が実際の路面を走行したときの動作結果を図7を用いて説明する。

(11)

特開平11-321617

19

20

【0088】図7は、最上図の車輪速度と車体速度の時間的変化のグラフが示すように初速約48rad/secで走行していた車両が時刻0secでブレーキ制動を開始するという条件下の動作結果を表しており、各車輪挙動量の時間的変化を、従来のABS装置（左図）と本発明に係るABS用路面適応装置（右図）とを対比させて各々示したものである。すなわち、最上図以降から順に車輪減速度と目標減速度、マスタ圧とホイールシリンダ圧、及び制動トルク勾配と目標 $\mu$ 勾配の各時間的変化がそれぞれ示されている。また、図7では、制動開始後に低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ路面が移り変わっており、制動トルク勾配に関する最下図のグラフが示すように、従来技術では制動中の時刻約2秒で、本発明では時刻約1.5秒で路面 $\mu$ が変化している。

【0089】同図に示すように、路面 $\mu$ が変化してから目標減速度及びこれに追従する車輪減速度の検出値は、本発明では従来技術に比較して、より急激に増加している。この動作結果に対応して、路面 $\mu$ が変化した後のホイールシリンダ圧は、従来技術では、緩やかにしか増大していないのに対し、本発明では急激に増大している。

【0090】そして、路面 $\mu$ が変化した後の制動トルク勾配は、本発明、従来技術ともに、しばらくの間は目標値よりも増大するが、この偏差 $\Delta\alpha$ が大きい状態の期間長については、従来技術が約3秒間継続するのに対し、本発明では約1秒間となっており、大幅に短縮化されているのがわかる。すなわち、本発明によれば、制動中に路面 $\mu$ が変化しても従来技術と比べてより迅速に適正な目標値追従制御に戻ることを示している。

【0091】さらに、車輪速度と車体速度の時間的変化のグラフが示すように、従来技術では、時刻約5秒で車両がほぼ停止するのに対し、本発明では、時刻約4秒で車両がほぼ停止した状態となり、制動時間が短縮化されている。一方、制動距離についても、該制動距離は速度変化曲線の積分値に対応しているので、本発明では、従来よりも制動距離を短縮化できることがわかる。以上より、本発明は、従来技術よりも制動特性の向上を図ることができることが示された。

【0092】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、制動に関する所定の物理量が該物理量の目標値となるように、車輪に作用するブレーキ力の制御中に、路面 $\mu$ が変化したと判定されたとき、変化した路面 $\mu$ に適應したブレーキ力が車輪に作用するように、制動に関連する物理量の目標値を修正するようにしたので、路面 $\mu$ が変化したときであっても、十分な制動特性を確保することが

できる、という優れた効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態に係るABS用路面適応装置の構成ブロック図である。

【図2】図1の $\mu$ 変化判定部における低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路への $\mu$ 変化判定処理を示すフローチャートである。

【図3】図1の路面 $\mu$ 適応部の目標減速度の上昇特性を示す図であって、(a)は目標減速度をランプ的に上昇させた場合のグラフ、(b)は目標減速度をステップ的に上昇させた場合のグラフである。

【図4】図1の路面 $\mu$ 適応部によるPI制御器の制御方法を示す図であって、(a)は比例ゲインを大きくする場合のPI制御の概念図、(b)は積分ゲインを大きくする場合のPI制御の概念図である。

【図5】低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ以降したときにフィードバック制御のみを行う従来技術を説明するための図であって、(a)は路面 $\mu$ 勾配及び目標値の時間的変化、

(b)はブレーキ圧の時間的変化を各々示す図である。

【図6】低 $\mu$ 路から高 $\mu$ 路へ以降したときに適応制御を行う本発明を説明するための図であって、(a)は路面 $\mu$ 勾配及び目標値の時間的変化、(b)はブレーキ圧の時間的変化を各々示す図である。

【図7】本発明の実施例における動作結果のグラフである。

【図8】スリップ速度に対する制動トルクの関係を示す線図である。

【図9】車体と車輪と路面とから構成される振動系の等価モデルを示す図である。

【図10】微小ゲイン演算部のブロック図である。

【図11】車輪速微小振幅検出部のブロック図である。

【図12】ブレーキ圧微小振幅検出部のブロック図である。

【図13】ブレーキ圧の微小励振と平均ブレーキ力の制御を同時に行う場合の制御バルブへの指令を示す図である。

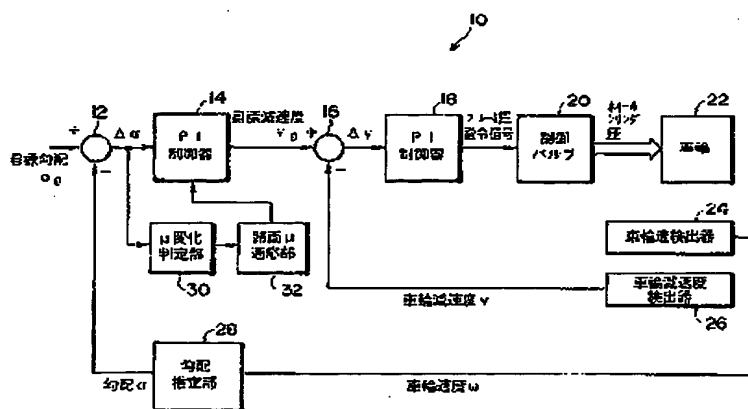
【符号の説明】

- 10 ABS用路面適応装置
- 14 PI制御器
- 18 PI制御器
- 20 制御バルブ
- 24 車輪速検出器
- 26 車輪減速度検出器
- 28  $\mu$ 勾配判定部
- 30  $\mu$ 変化判定部
- 32 路面 $\mu$ 適応部

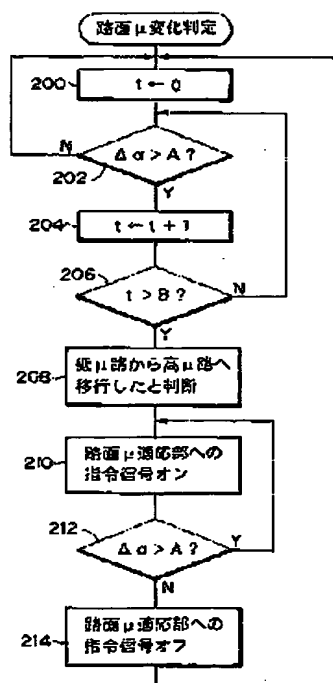
(12)

特開平11-321617

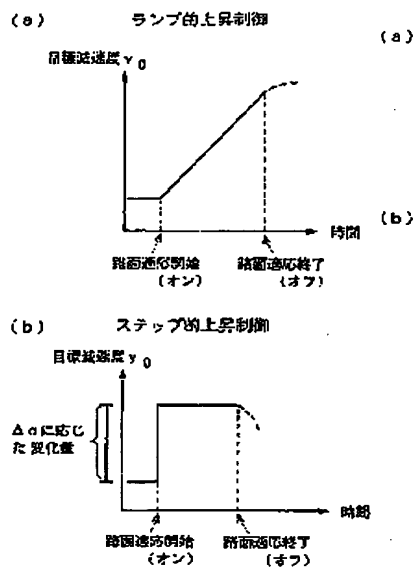
【図1】



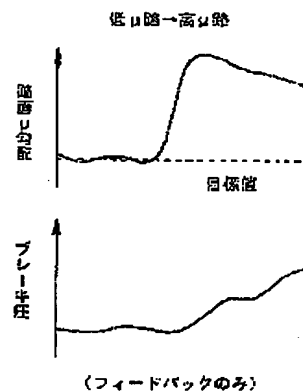
【図2】



【図3】



【図5】



(13)

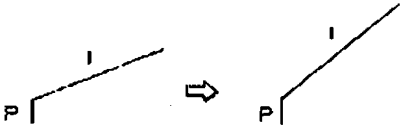
特開平11-321617

【図4】

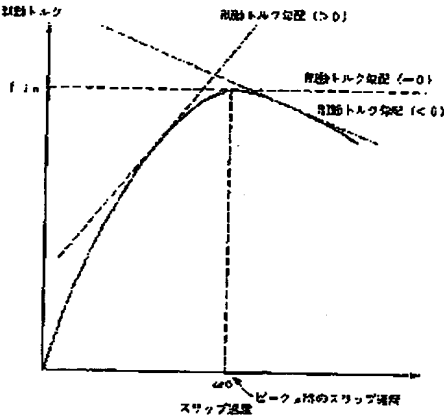
(a) P制御の比例ゲインを大きくする



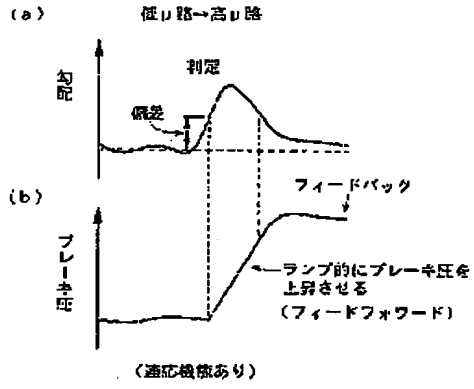
(b) P制御の積分ゲインを大きくする



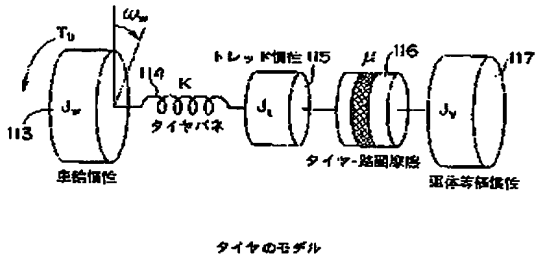
【図8】



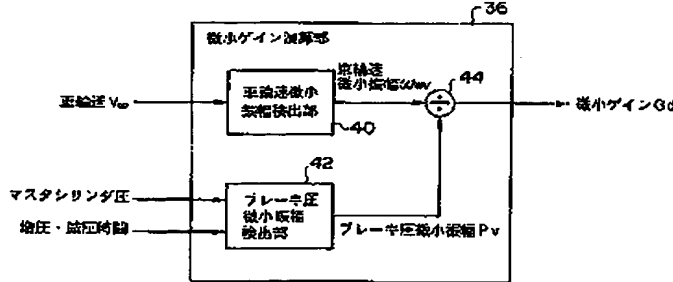
【図6】



【図9】



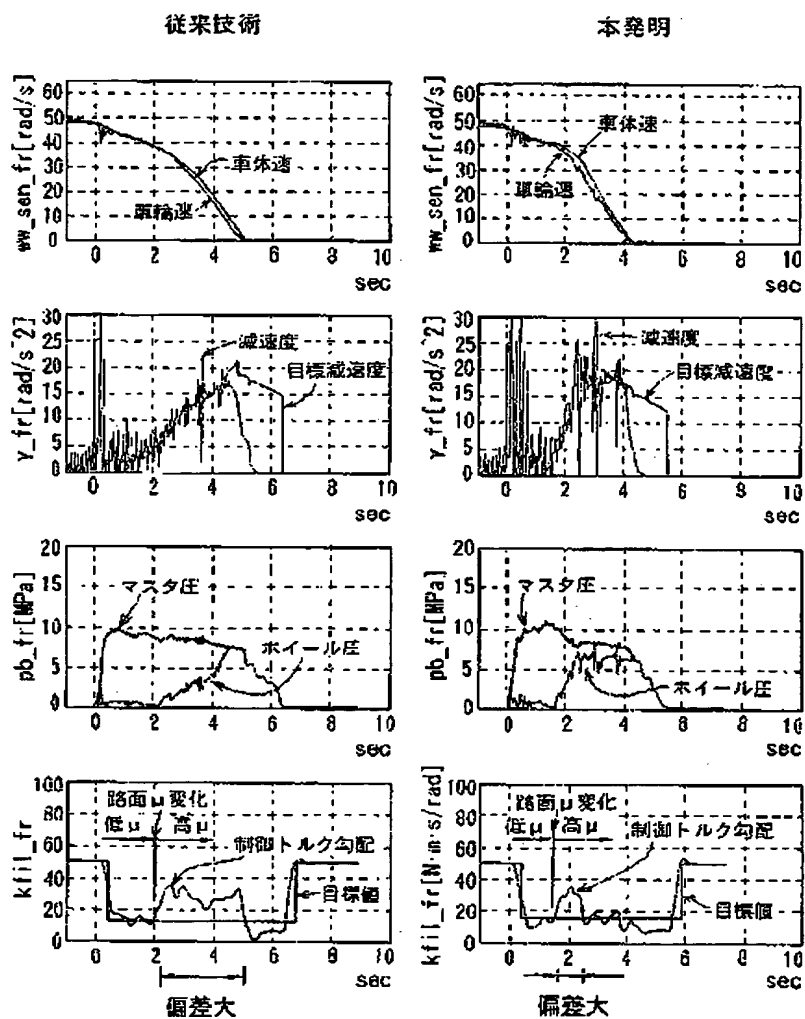
【図10】



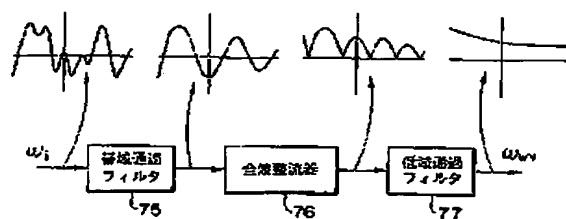
(14)

特開平11-321617

【図7】



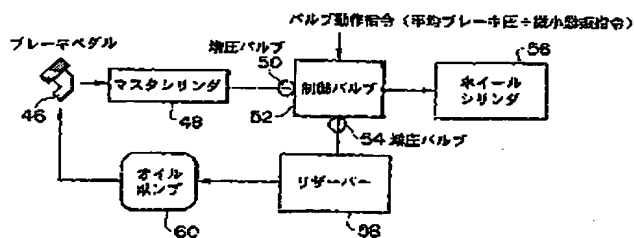
【図11】



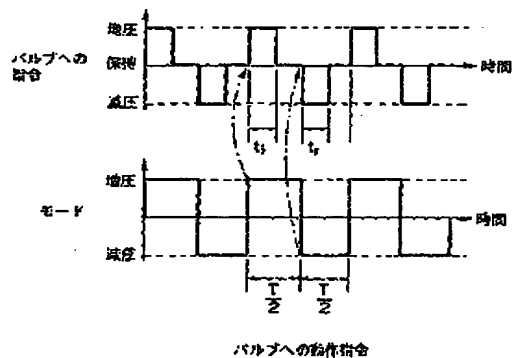
(15)

特開平11-321617

【図12】



【図13】



フロントページの続き

(72)発明者 山口 裕之

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 梅野 孝治

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 菅井 賢

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内